

文章编号:1000-582X(2009)09-1016-08

干式双离合器系统换挡过程控制分析

秦大同,赵玉省,胡建军,叶明

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

摘要:针对干式双离合器自动变速器系统,研究了电机驱动的干式双离合器执行机构,分析了膜片弹簧载荷变形特性和离合器扭矩动态传递特性,采用模糊控制和 PI(proportion integration)控制的双闭环控制方法,建立了干式双离合器控制系统数学模型,进行了 DCT(dual clutch transmission)换挡过程仿真。结果表明电机驱动的干式双离合器及其控制系统,能够满足 DCT 换挡过程的要求,实现了 DCT 系统高性能的特性。

关键词:双离合器自动变速器;干式双离合器;电机驱动;换挡过程;模糊控制

中图分类号:U463.2

文献标志码:A

Analysis of shifting control for dry dual clutch system

QIN Da-tong, ZHAO Yu-sheng, HU Jian-jun, YE Ming

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

Abstract: Aiming at the dry Dual Clutch Transmission (DCT) system, the motor-driven dry dual clutch actuator is studied; the characteristic of distortion-load for diaphragm spring and the dynamic transient process of the clutch are analyzed. The mathematical model is established for the system using fuzzy control and PI (Proportion Integration) control, and the simulation is carried out for the DCT shifting process. Simulation results indicate that the motor-driven dry dual clutch system can meet the need of the shifting process control requirements and guarantee the high performance of DCT system.

Key words: dual clutch transmission; dry dual clutch; motor-driven; shifting process; fuzzy control

双离合器式自动变速器(dual clutch transmission, DCT)综合了液力机械式自动变速器(AT)和电控机械式自动变速器(AMT)的优点,以其传动效率高、结构简单等特点成为一种具有广泛应用前景的新型自动变速器^[1]。DCT 研发的关键技术在于双离合器及其控制系统。双离合器的控制是 DCT 系统控制中的重点和难点,能否实现精确、稳定的控制,直接影响 DCT 车辆的乘坐舒适性、动力性和经济性。

由于 DCT 采用类似于 AMT 结构的离合器和

齿轮传动系统,所以起步过程的控制要求和 AMT 区别不大,但在换挡过程中, DCT 通过 2 个离合器的切换来实现动力换挡,与 AMT 有了很大区别,这也是 DCT 发挥其优越性能的关键所在^[2]。

目前, DCT 采用的双离合器有湿式和干式 2 种,湿式离合器采用油冷却摩擦片,其正常工作受限于离合器产生热量的速度,但不受产生的总热量的限制,适用于离合器结合过程中压力逐步增加、发热速度较慢的场合。干式离合器可以通过压盘和飞轮吸收较多热量,对滑磨产生热量的速度不敏感,但因为

收稿日期:2009-04-24

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110111);重庆市自然科学基金计划资助项目(2007BB6158)

作者简介:秦大同(1956-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事机械传动理论与应用和车辆动力传动等方面的研究,(E-mail)dtqin@cqu.edu.cn。

空气散热较慢,热量不易在短时间内散发,因此它受滑磨产生的总热量的限制^[3]。湿式离合器适用范围较广,但复杂的液压系统和较高的成本限制了其实际应用;干式离合器虽然在扭矩传递容量和结合过程控制品质上不及湿式离合器,但干式离合器成本低廉,可望获得广泛的工程应用。笔者以直流电机驱动的干式双离合器系统为对象,研究其在 DCT 换挡过程中的控制问题。

1 DCT 换挡过程

DCT 的换挡控制包括换挡点控制和换挡过程控制。换挡点控制即换挡规律控制,DCT 换挡规律与传统自动变速器基本相同。DCT 换挡过程控制是其独特之处,它既与 AMT 的非动力性换挡不同,也与 AT 的动力性换挡有区别^[4]。

DCT 换挡过程由选换挡操作和离合器操作 2 个阶段组成,其中,选换挡操作即是同步器的操作,在车速达到换挡点之前完成,离合器操作则是在车速达到换挡点的时候进行。同步器的操作发生在未传递动力的中间轴上,它对换挡过程的动力学特性影响很小。因此,DCT 换挡过程的控制重点在于离合器的操作过程,即 2 个离合器传递动力的切换过程。

要分析 DCT 换挡过程中传动系的动力学特性,需要建立系统的动力学模型。车辆动力传动系统是一个复杂的多质量、多自由度系统,在建立其模型前需要对其进行简化,为此作如下假设^[5-7]:

- 1) 系统由无弹性的惯性元件和无惯性的弹性元件组成;
- 2) 忽略轴承和轴承座的弹性以及齿轮啮合弹性;
- 3) 忽略轴的横向振动。

根据以上假设,将系统简化为一个离散化的当量系统。离合器主动盘之前的参数或变量向离合器输入轴转化,即向发动机转化;变速器输出轴之后的参数或变量向输出轴转化,即向车辆平移质量的当量转动惯量进行转化。因此,得到 DCT 系统的换挡动力学模型简图(以 I 挡和 II 挡为例),如图 1 所示,图中涉及符号的意义见表 1。

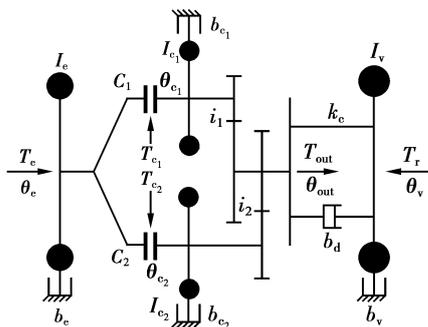


图 1 DCT 系统的换挡动力学模型简图

表 1 DCT 换挡动力学模型中符号的意义

变量名	物理意义
T_e	发动机输出扭矩
T_{c_1}, T_{c_2}	离合器 C_1, C_2 传递的扭矩
T_{out}	对车辆输出的扭矩
T_r	外界阻力矩作用在变速箱输出轴的转矩
I_e	发动机和离合器主动部分的转动惯量
I_{c_1}, I_{c_2}	离合器 C_1, C_2 从动部分及联接部分的转动惯量
I_v	变速器输出轴转动惯量和汽车平移质量换算到输出轴上的当量转动惯量之和
k_e	变速箱输出轴与 I_v 间的当量扭转刚度
$b_e, b_{c_1}, b_{c_2}, b_v$	$I_e, I_{c_1}, I_{c_2}, I_v$ 的旋转粘性阻尼
$\theta_e, \theta_{c_1}, \theta_{c_2}, \theta_v$	$I_e, I_{c_1}, I_{c_2}, I_v$ 的角位移
i_1, i_2	I、II 挡传动比

根据 DCT 系统动力学模型简图,以 I 挡升 II 挡为例分析 DCT 换挡动态过程。换挡前,离合器 C_1 处于锁止状态,离合器 C_2 处于分离状态;换挡时,离合器 C_1 的压紧力不断减小,主、从动盘开始滑磨,直到分离;同时,离合器 C_2 压紧力不断增加,其摩擦片之间的间隙被消除,主、从动盘开始滑磨,直到进入锁止状态。显然离合器 C_1 与 C_2 中的摩擦元件完全分离和接合,都需要经过一段滑磨过程,不可避免地伴有转矩扰动,产生相应的换挡冲击。

DCT 的换挡过程可以概括为 2 个状态:以固定挡位运行状态和挡位切换状态。以固定挡位运行时,双离合器只有一个离合器参与工作,且该离合器处于锁止状态,另一个离合器处于分离状态,此时系统的动力学模型为:

$$\left. \begin{aligned} i_n [T_e - \dot{\theta}_e (I_e + I_{c_n}) - \dot{\theta}_e (b_e + b_{c_n})] = \\ k_e (\theta_{out} - \theta_v) + b_d (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v), (n = 1, 2); \\ I_v \ddot{\theta}_v + b_v \dot{\theta}_v = k_e (\theta_{out} - \theta_v) + b_d (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v) - T_r. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

在挡位切换状态,2 个离合器都参与工作,可以是一个离合器锁止,另一个离合器滑磨,也可以是 2 个离合器都滑磨,但 2 个离合器不能同时锁止或分离,此时系统动力学模型为

$$\left. \begin{aligned} I_e \ddot{\theta}_e + b_e \dot{\theta}_e = T_e - T_{c_1} - T_{c_2}, \\ i_1 (T_{c_1} - I_{c_1} \ddot{\theta}_{c_1} - b_{c_1} \dot{\theta}_{c_1}) + i_2 (T_{c_2} - I_{c_2} \ddot{\theta}_{c_2} - b_{c_2} \dot{\theta}_{c_2}) = \\ k_e (\theta_{out} - \theta_v) + b_d (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v), \\ I_v \ddot{\theta}_v + b_v \dot{\theta}_v = k_e (\theta_{out} - \theta_v) + b_d (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v) - T_r. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

由于 $\theta_{out} = \frac{\theta_{c_1}}{i_1} = \frac{\theta_{c_2}}{i_2}$, 则式(2)可以转化为

$$\left. \begin{aligned} I_e \dot{\theta}_e + b_e \dot{\theta}_e &= T_e - T_{c_1} - T_{c_2}, \\ \dot{\theta}_{out} (i_1^2 I_{c_1} + i_2^2 I_{c_2}) + \dot{\theta}_{out} (i_1^2 b_{c_1} + i_2^2 b_{c_2}) &= \\ i_1 T_{c_1} + i_2 T_{c_2} - k_c (\theta_{out} - \theta_v) - b_d (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v), \\ I_v \dot{\theta}_v + b_v \dot{\theta}_v &= k_c (\theta_{out} - \theta_v) + b_d (\dot{\theta}_{out} - \dot{\theta}_v) - T_r. \end{aligned} \right\} (3)$$

2 干式双离合器系统的仿真模型建立

本文所涉及的 DCT 系统采用膜片弹簧干式双离合器, 该离合器结构简单, 质量轻, 且轴向尺寸短, 为双离合器的结构设计和布置提供了有利条件。

2.1 离合器动态过程动力学模型

换挡过程中离合器传递扭矩的大小, 除了取决于摩擦面上的载荷和动态摩擦系数以外, 还受到离合器输入力矩(即发动机输出转矩)的影响。离合器摩擦面上的载荷是膜片弹簧加在压盘上的正压力 F_1 , 在离合器接合与分离过程中, F_1 是不断变化的。因此, 离合器由滑磨到完全接合的过程中, 摩擦力矩是渐变的过程, 前期主要取决于膜片弹簧正压力, 随着转速差 $|\Delta\omega|$ 的减小, 逐渐过渡到主要取决于离合器的输入转矩。在该过程中, 离合器传递的力矩是膜片弹簧正压力与离合器的输入转矩共同决定的, 由此, 得出离合器转矩传递特性^[8]

$$T_c = \begin{cases} 0, & T_{cs} = 0; \\ \text{sign}(\omega_e - \omega_c) \mu_{ds} F_1 R_c + \lambda T_e, & \Delta\omega \neq 0; \\ T_e, & T_{cs} > T_e. \end{cases} (4)$$

式中: 动态摩擦系数 $\mu_{ds} = a - bu - ae^{-au}$, a, b, c 为材料决定的常数; 输入力矩影响系数 $\lambda = e^{-du}$, 表征输入力矩对动态摩擦力矩的影响。

2.2 膜片弹簧数学模型

图 2 为膜片弹簧受载变形图, 在压紧状态时, 通过支承环和压盘作用在膜片弹簧上的载荷 F_1 集中在支承处, 加载点相对于轴向变形 λ_1 的弹簧弹性特

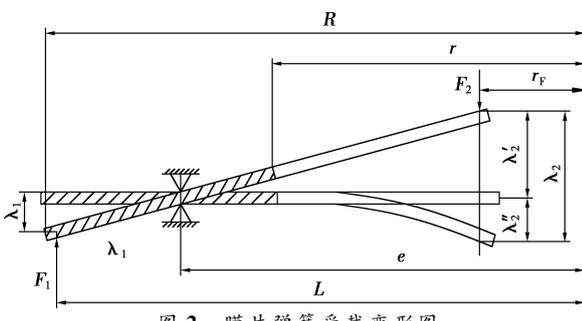


图 2 膜片弹簧受载变形图

征可表示为^[9-10]

$$F_1 = f(\lambda_1) = \frac{\pi E h \lambda_1}{6(1 - \mu^2)} \frac{\ln(R/r)}{(R_1 - r_1)^2} \cdot \left[\left(H - \lambda_1 \frac{R-r}{R_1 - r_1} \right) \left(H - \frac{\lambda_1}{2} \frac{R-r}{R_1 - r_1} \right) + h^2 \right], (5)$$

式中: E 为弹性模数; μ 为泊松比; h 为膜片弹簧钢板厚度, mm; H 为碟簧部分内锥高, mm; λ_1 为大端变形, mm; R 为碟簧部分外半径, mm; r 为碟簧部分内半径, mm。

在分离与压紧状态下, 只要膜片弹簧变形到相同的位置, 就会有如下的关系

$$\lambda_1 = \frac{R_1 - r_1}{r_1 - r_F} \lambda_2, (6)$$

式中: r_F 为分离轴承和分离指的接触点的半径, mm。将式(6)代入式(5), 即可得到膜片弹簧大端载荷 F_1 与小端变形量 λ_2 的关系式

$$F_1 = f(\lambda_2) = \frac{\pi E h \lambda_2}{6(1 - \mu^2)} \frac{\ln(R/r)}{(R_1 - r_1)(r_1 - r_F)} \cdot \left[\left(H - \lambda_2 \frac{R-r}{R_1 - r_1} \right) \left(H - \frac{\lambda_2}{2} \frac{R-r}{R_1 - r_1} \right) + h^2 \right]. (7)$$

膜片弹簧小端变形量 λ_2 即为离轴承的位移, 膜片弹簧大端的载荷 F_1 产生摩擦扭矩 T_c 。式(7)可以反映出 F_1 与 λ_2 的非线性关系(如图 3 所示), 即 T_c 为 λ_2 的非线性函数。

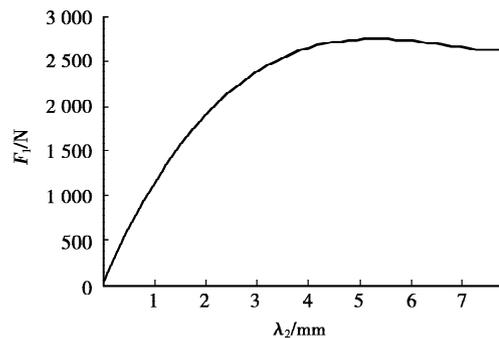


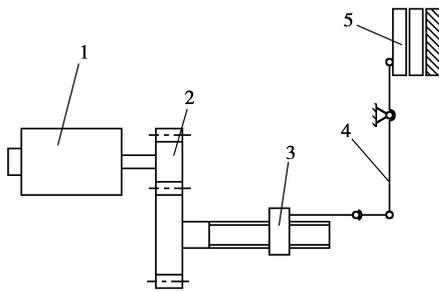
图 3 膜片弹簧变形—载荷特性

2.3 执行机构

干式离合器的执行机构有 3 种结构形式: 电控气动、电控液动和电控电动。气动式执行结构由于气体有可压缩性、执行速度慢且控制精度低, 一般主要应用于有气源的车辆上。目前车辆上广泛采用的是液压式执行机构, 但在液压系统的应用中也存在一些问题, 比如提供油压需要专门的油泵和蓄能器。液压元件特别是高速电磁阀的制造精度要求较高, 所以液压系统成本较高, 使用维护要求也比较严格。液压油的粘度会受到温度的影响, 造成离合器回油管路压力变化, 从而影响系统的控制性能^[10-11]。

近年来,随着电子技术的迅猛发展,电控电动式执行机构逐渐在干式离合器系统中得到应用。以价格低廉的直流电机取代传统液压缸作为执行机构,可以直接使用原车上的电瓶为动力源,使用维护方便,同时大大降低了系统成本。

电机驱动的双离合器执行机构包括直流伺服电机、减速机构和运动转换机构(如图 4)。减速机构为直齿单级减速器,运动转换机构为丝杠螺母,它可以将旋转运动转换为离合器分离结合所需要的直线运动,同时实现较大减速比,获得恰当的速度和足够的分离力。



1. 直流电机;2. 齿轮减速机构;
3. 丝杆螺母;4. 分离拨叉;5. 离合器

图 4 离合器执行机构示意图

直流永磁伺服电机驱动系统模型如图 5 所示。

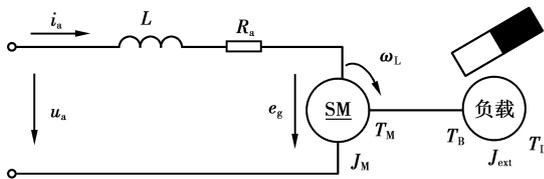


图 5 永磁直流伺服电机驱动系统结构图

在恒定磁场激磁条件下,建立电机运动基本方程。

电压平衡方程

$$\left. \begin{aligned} u_a - e_c &= R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt}, \\ e_g &= K_E \omega_M. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

转矩平衡方程

$$T_M = T_L + T_B = T_L + J_G \frac{d\omega_M}{dt}. \quad (9)$$

电动机电磁转矩方程

$$T_M = K_T i_a. \quad (10)$$

电动机加速转矩

$$T_B = J_G \frac{d\omega_M}{dt}. \quad (11)$$

其中: u_a 为电枢电压, V; e_g 为反电动势, V; K_e 为反电动势系数, $V \cdot s/\text{rad}$; ω_M 为电动机角速度, rad/s ; i_a 为电枢电流, A; R_a 为电枢回路总电阻, Ω ; L_a 为电枢回路总电感, H; T_M 为电动机转矩, $N \cdot m$; T_L 为折算到电机转轴上的负载转矩, $N \cdot m$; T_B 为加速转矩, $N \cdot m$; J_G 为折算到电机轴上总转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; K_T 为转矩系数, $N \cdot \text{m}/\text{A}$ 。

由式(8)-(11),得直流伺服电动机驱动系统的微分方程

$$u_a - K_E \omega_M = R_a \left(\frac{T_L}{K_T} + \frac{J_G}{K_T} \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \right) + \frac{L_a}{K_T} \cdot \frac{dT_L}{dt} + \frac{L_a J_G}{K_T} \cdot \frac{d^2 \omega_M}{dt^2}. \quad (12)$$

对式(12)取拉普拉斯变换得

$$u_a(s) = \left(K_E + \frac{J_G R_a}{K_T} s + \frac{J_G L_a}{K_T} s^2 \right) \omega_M(s) + \left(\frac{L_a}{K_T} s + \frac{R_a T_L(s)}{K_T} \right) T_L(s). \quad (13)$$

减速机构和运动转换机构为刚体运动,可视为线性环节。电动机转速 ω_M 和离合器分离轴承位移 x 有如下关系:

$$v_s = L \frac{\omega_M}{2\pi i_D} = i_L \frac{dx}{dt}. \quad (14)$$

即

$$x = \int L \frac{\omega_M}{2\pi i_D i_L} dt, \quad (15)$$

其中: i_D 为齿轮减速机构的速比; L 为丝杆螺母机构螺纹的导程, mm; v_s 为螺母线速度, mm/s ; i_L 为分离拨叉杠杆比; x 为离合器分离轴承位移, mm。

离合器分离轴承位移 x 即为相应的膜片弹簧小端变形量 λ_2 。

3 控制器设计

一般来说,离合器的控制要解决 2 个问题:一是离合器结合规律的制定;二是控制执行机构执行该结合规律^[12-14]。

对于离合器的结合规律,在 DCT 换挡过程中,两离合器之间的切换包括以下 2 个阶段:

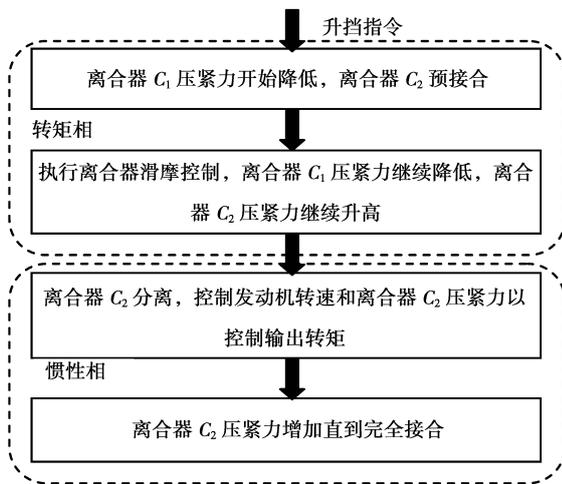
1) 转矩相。转矩相是指该状态下一个离合器滑磨,另一个还未开始滑磨或者已经开始滑磨但是主

从动盘转速差不大,各构件之间只有转矩的分配变动,无急剧的转速变化,所以惯性的影响可以不计。

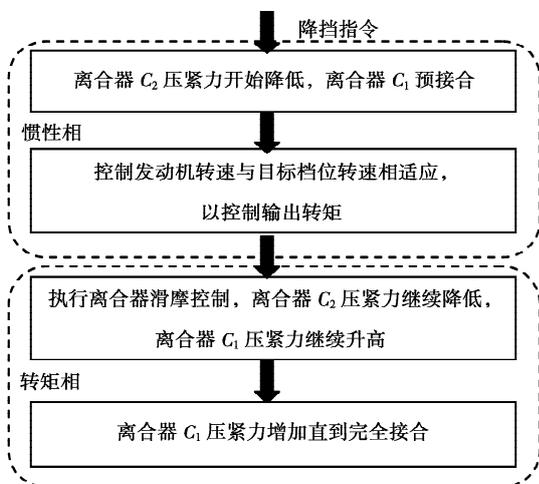
2) 惯性相。惯性相是指该状态下 2 个离合器都滑磨,同时伴有转速或传动比的急剧变化,它是产生冲击度最大的阶段。

以 I 挡升 II 挡为例,双离合器自动变速系统升挡过程中两离合器的控制规则如图 6(a) 所示。

转矩相初始阶段,离合器 C_1 压紧力降低到开始滑磨的压紧力附近,该值越接近临界值,传动系转矩波动越小;转矩相第二阶段,两离合器都处于滑磨状态,离合器滑磨控制系统控制离合器 C_1 的滑转率在 5% 附近,且不能出现负转矩;转矩相结束时,离合器 C_1 压紧力降低到零,进入惯性相阶段。



(a) I 挡升 II 挡



(b) II 挡降 I 挡

图 6 双离合器换挡控制规则

惯性相初始阶段,离合器 C_1 压紧力降低到零而分离,这时需控制发动机转速与目标挡位转速相适应,发动机转速控制可以通过调节气门开度和点火

提前角来实现,转矩相结束时离合器 C_2 压紧力升高到完全接合时的压紧力。

降挡过程与升挡过程基本相同,不同之处降挡过程先进入惯性相阶段,离合器 C_2 开始滑磨后,控制发动机转速上升至与离合器 C_1 转速相匹配,进而结合离合器 C_1 ,完成降挡动作,如图 6(b) 所示。

为了使执行机构能够更好地执行离合器的结合规律,采用模糊控制器作为电机的速度调节器,它的输出信号作为电流调节器(PI 控制器)的给定信号,电流调节器的输出为电机转速控制的脉宽调制输入信号,由此使执行机构(主要是电机)获得良好的动态响应性能。图 7 为执行机构控制系统结构图。

速度调节器采用模糊控制器,将电机目标转速和实际转速偏差 $\Delta\omega$ 、偏差变化率 $\Delta\dot{\omega}$ 以及负载转矩 T_L 作为输入量,输出量为给定电流信号 I_{ref} 。各变量的语言集如下:

$\Delta\omega$, {负(N)、零(Z)、正(P)}。

$\Delta\dot{\omega}$, {负大(NB)、负小(NS)、零(Z)、正小(PS)、正大(PB)}。

T_L , {小(S)、中(M)、大(B)}。

I_{ref} , {负大(NB)、负中(NM)、负小(NS)、零(Z)、正小(PS)、正中(PM)、正大(PB)}。

为了获得良好的跟随性,采用隶属度函数如图 8 所示,模糊控制器控制规则集见表 2。

表 2 驱动电机模糊控制规则表

$\Delta\omega$	$\Delta\dot{\omega}$	T		
		S	M	B
N	NB	NB	NB	NB
	NS	NB	NB	NB
	Z	NB	NB	NB
	PS	NB	NB	NB
	PB	NB	NB	NB
Z	NB	PM	PM	PM
	NS	PS	PS	PM
	Z	Z	PS	PM
	PS	NS	NS	NM
	PB	NM	NM	NM
P	NB	PB	PB	PB
	NS	PB	PB	PB
	Z	PB	PB	PB
	PS	PB	PB	PB
	PB	PB	PB	PB

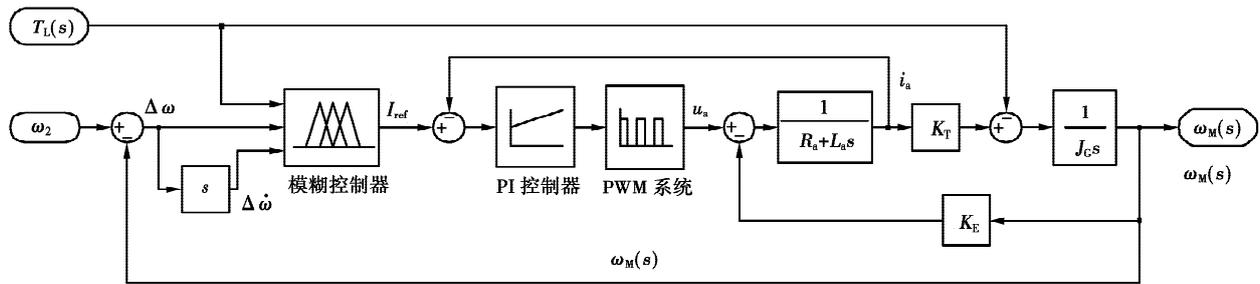


图 7 执行机构控制系统结构图

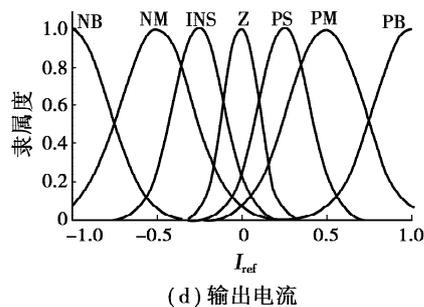
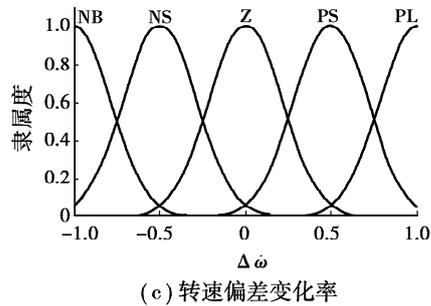
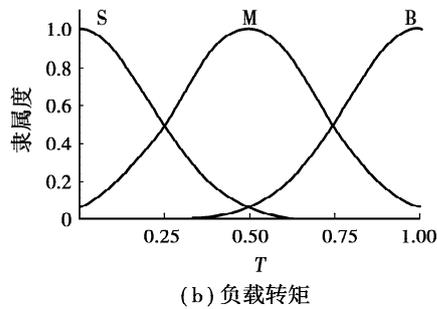
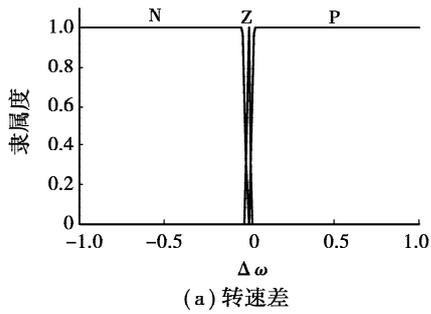


图 8 各变量隶属度函数

当转速偏差 $\Delta\omega$ 为负(N),电机实际转速高于目标转速较多,为了使电机迅速接近目标转速,输出量 I_{ref} 为负大(NB)。当 $\Delta\omega$ 为零(Z),电机实际转速接近目标转速;若 $\Delta\dot{\omega}$ 为负大(NB),表示电机转速上升慢,输出量 I_{ref} 为正中(PM);若 $\Delta\dot{\omega}$ 为负小(NS),考虑负载转矩 T_L ,可推理出 I_{ref} ; $\Delta\dot{\omega}$ 为负小(NS)零(Z)、正小(PS)、正大(PB)时,按类似原则推理出 I_{ref} ;当 $\Delta\omega$ 为正(P),为了使电机迅速加速,输出量 I_{ref} 为正大(PB)。

4 仿真试验与结果分析

通过对 DCT 动力传动系统和离合器执行机构动态性能的分析,以某轿车为研究对象,在 Matlab/Simulink 平台上建立仿真模型,对本文所研究的双离合器自动变速传动换挡控制系统进行仿真分析。

该轿车相关参数如下:发动机最大扭矩,186.2 Nm;发动机最高转速,6 500 r/min; I 至 VI 挡传动比(含主减速比)为 14.95、9.04、5.97、4.17、3.40、3.08;车辆整备质量,1 450 kg;滚动阻力系数, $f=0.000\ 046\ 3v+0.008\ 3$;车轮滚动系数,0.308 m;迎风面积,2.445 m^2 ;空气阻力系数,0.33。

在发动机定油门的情况下,根据一定的换挡规律在 Matlab/stateflow 中设计了换挡控制器,其输出的换挡指令控制双离合器执行机构和发动机电子节气门,完成相应的换挡动作。

以 I 挡升 II 挡为例,采用经济性换挡规律,在油门踏板位置为 20% 的情况下,车辆在 I 挡运行,当车速达到 17.48 km/h 时,挡位控制器发出升挡指令(此时选换挡执行机构已经完成预选挡动作,即 II 挡同步器已经啮合),双离合器执行机构在发动机电子节气门的配合下,进行 2 个离合器的切换,完成 I 挡升 II 挡的动作。图 9 为 I 挡升 II 挡过程的仿真结果。

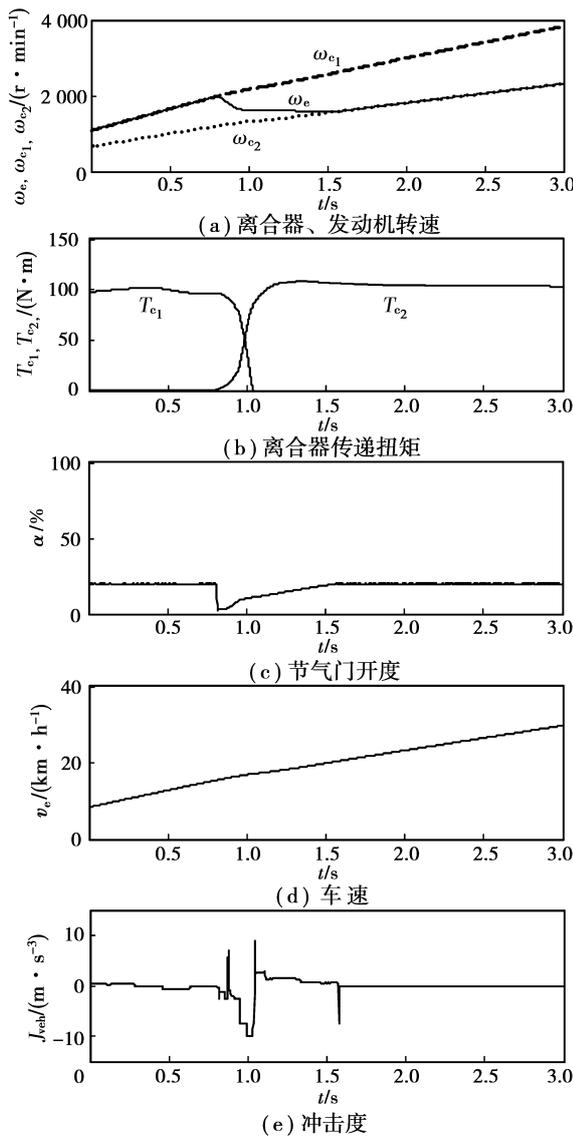


图 9 升挡过程仿真

由于变速器 I 挡传动比比 II 挡大很多,车辆在换挡过程中,转矩发生很大变化,这给车辆带来了较大的冲击,且冲击度有随换挡时间减小而增大的趋势。从图 9 中可以看出,在保证车辆的冲击度不大于 10 m/s^3 (德国标准)的前提下,通过对离合器执行机构的控制,换挡时间约为 0.76 s 。

在升挡过程中发动机目标转速是从离合器 C_1 的转速降低到离合器 C_2 的转速。为了使发动机转速降低,在离合器 C_1 开始分离的时候,需要减小电子节气门的开度,以减小发动机输出扭矩;同时结合离合器 C_2 ,给发动机提供负载,加快其转速降低的过程。在此过程中离合器 C_1 快速分离,以避免产生扭矩循环,由图 9 中可以看出,离合器 C_1 分离的速度要比离合器 C_2 接合速度快,此时车辆速度继续增加,只是加速度有所减小。

与升挡过程类似,在油门踏板位置为 20%的情况下,车辆在 II 挡降 I 挡之前,给车辆一个制动力矩,当车速下降到 14.48 km/h (采用等延迟降挡规律)时,挡位控制器发出降挡指令,双离合机构完成 II 挡降 I 挡的动作。图 10 为 II 挡降 I 挡过程的仿真结果。

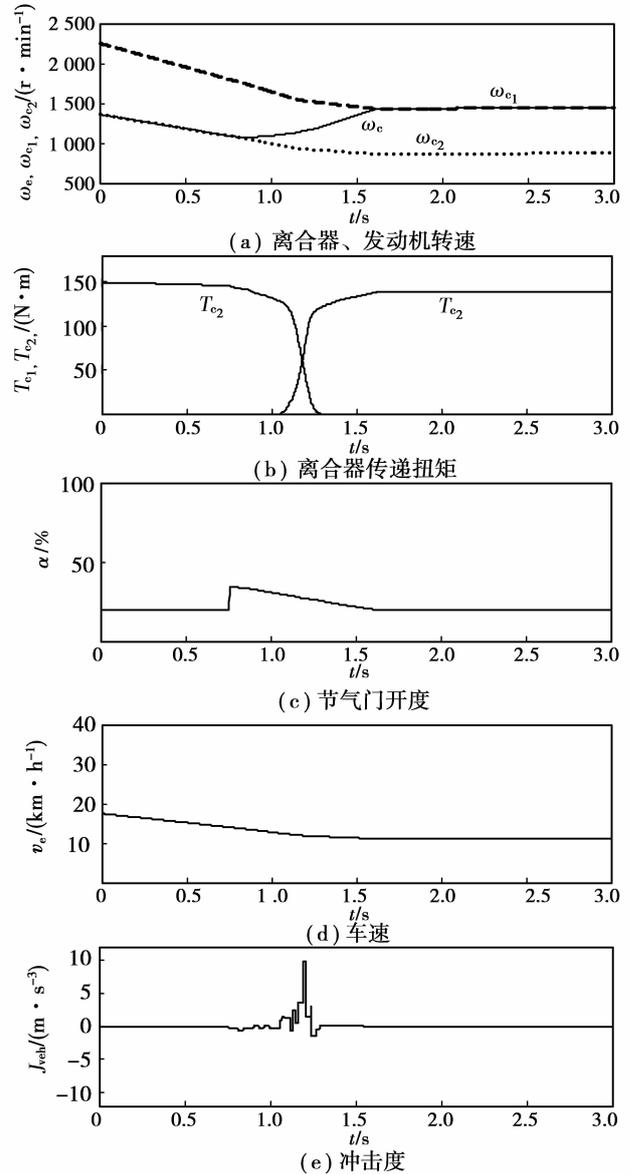


图 10 降挡过程仿真

在满足同样冲击度要求的前提下,II 挡降 I 挡过程用时 0.85 s ,比升挡时间长,主要原因在于降挡过程中发动机目标转速要从离合器 C_2 的转速升高到离合器 C_1 的转速,离合器 C_1 的结合需要等待发动机速度的提升,这导致换挡时间延长,可采用增大电子节气门开度的方法提高发动机转速,从而缩短降挡时间。

5 结 语

分析了双离合器自动变速器的结构和工作原理,建立了系统的动力学模型。研究了膜片弹簧式干式离合器的扭矩传递特性,建立了电机驱动的干式双离合器控制系统模型,采用基于模糊控制和PI控制的双闭环控制系统,使驱动电动机具有良好的动态性能。在Matlab/Simulink平台上进行了升降挡仿真试验,结果表明,采用的系统结构和控制方法能够实现干式双离合器结合与分离速度的精确控制,满足DCT系统的高性能需求。

参考文献:

- [1] KIMBERLEY W. Transmission trends[J]. *Automotive Engineer*, 2006, 31(1): 20-21.
- [2] 吴光强, 杨伟斌, 秦大同. 双离合器式自动变速器控制系统的关键技术[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(2): 13-21.
WU GUANG-QIANG, YANG WEI-BIN, QIN DA-TONG. Key technique of dual clutch transmission control system[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(2): 13-21.
- [3] 姚晓涛, 秦大同, 刘振军. 双离合器自动变速器起步控制仿真分析[J]. *重庆大学学报:自然科学版*, 2007, 30(1): 13-17.
YAO XIAO-TAO, QIN DA-TONG, LIU ZHEN-JUN. Simulation and analysis of the dual-clutch transmission starting control[J]. *Journal of Chongqing University: Natural Science Edition*, 2007, 30(1): 13-17.
- [4] WHEALS C, TURNER A, RAMSAY K, et al. Double clutch transmission (DCT) using multiplexed linear actuation technology and dry clutches for high efficiency and low cost[C/OL]// SAE 2007 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, USA, April 16-19, 2007; Transmission and Drivelines[2008-10-12]. <http://www.sae.org/technical/papers/2007-01-1096>.
- [5] ZHANG Y, CHEN X, ZHANG X, et al. Dynamic modeling and simulation of a dual-clutch automated layshaft transmission[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2005, 127(2): 302-307.
- [6] KULKARNI M, SHIM T, ZHANG Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007 (42): 168-182.
- [7] SONG X B, LIU J, SMEDLEY D. Simulation study of dual clutch transmission for medium duty truck applications[J]. *SAE Transactions*, 2005, 114(2): 264-270.
- [7] 王玉海, 宋健, 李兴坤. 离合器动态过程建模与仿真[J]. *公路交通科技*, 2004, 21(10): 121-125.
WANG YU-HAI, SONG JIAN, LI XING-KUN. Modeling and simulation of clutch dynamic process[J]. *Journal of Highway and Transportation Research and Development*, 2004, 21(10): 121-125.
- [9] 习纲, 张建武, 陈俐. 膜片弹簧离合器的非线性控制[J]. *机械工程学报*, 2000, 36(9): 98-102.
XI GANG, ZHANG JIAN-WU, CHEN LI. Nonlinear control of membrane spring clutch[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2000, 36(9): 98-102.
- [10] 席军强, 陈慧岩, 丁华荣. 电机驱动式自动离合器可行性研究[J]. *车辆与动力技术*, 2001(2): 1-5.
XI JUN-QIANG, CHEN HUI-YAN, DING HUA-RONG. Feasibility research on ASS driven by DC motor[J]. *Vehicle & Power Technology*, 2001(2): 1-5.
- [11] 赵和平, 刘奋, 张建武. 电机驱动的车辆离合器变结构控制[J]. *上海交通大学学报*, 2001, 35(12): 1808-1812.
ZHAO HE-PING, LIU FEN, ZHANG JIAN-WU. Variable structure control for vehicle clutch actuated by brushless DC motor[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2001, 35(12): 1808-1812.
- [12] GOETZ M, LEVESLEY M, CROLLA D. Integrated powertrain control of gearshifts on twin clutch transmissions[C/OL]// SAE 2004 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, USA, March 8-11, 2004; Transmission & Driveline Systems Symposium-Controls[2008-10-12]. <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-1637>.
- [13] GOETZ M, LEVESLEY M C, CROLLA D A. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions[J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2005, 219(D8): 951-963.
- [14] LUCENTE G, MONTANARI M, ROSSI C. Modelling of an automated manual transmission system [J]. *Mechatronics*, 2007, 17(2/3): 73-91.

(编辑 张 苹)